

(12) NACH DEM VEREINBAR ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES  
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
2. September 2004 (02.09.2004)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2004/074686 A1**

(51) Internationale Patentklassifikation<sup>7</sup>: **F04B 49/06**

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2004/000180

(22) Internationales Anmeldedatum:  
4. Februar 2004 (04.02.2004)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
103 07 190.3 20. Februar 2003 (20.02.2003) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme  
von US): **O & K ORENSTEIN & KOPPEL GMBH**  
[DE/DE]; Staakener Strasse 53-63, 13581 Berlin (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **IVANTYSYNOVA,**

Monika [DE/DE]; Biekbüsch 29, 23843 Bad Oldesloe  
(DE). **RAHMFELD, Robert** [DE/DE]; Nessdeich 103,  
21129 Hambourg (DE). **WEBER, Jürgen** [DE/DE];  
Baumwiesenweg 21, 01139 Dresden (DE).

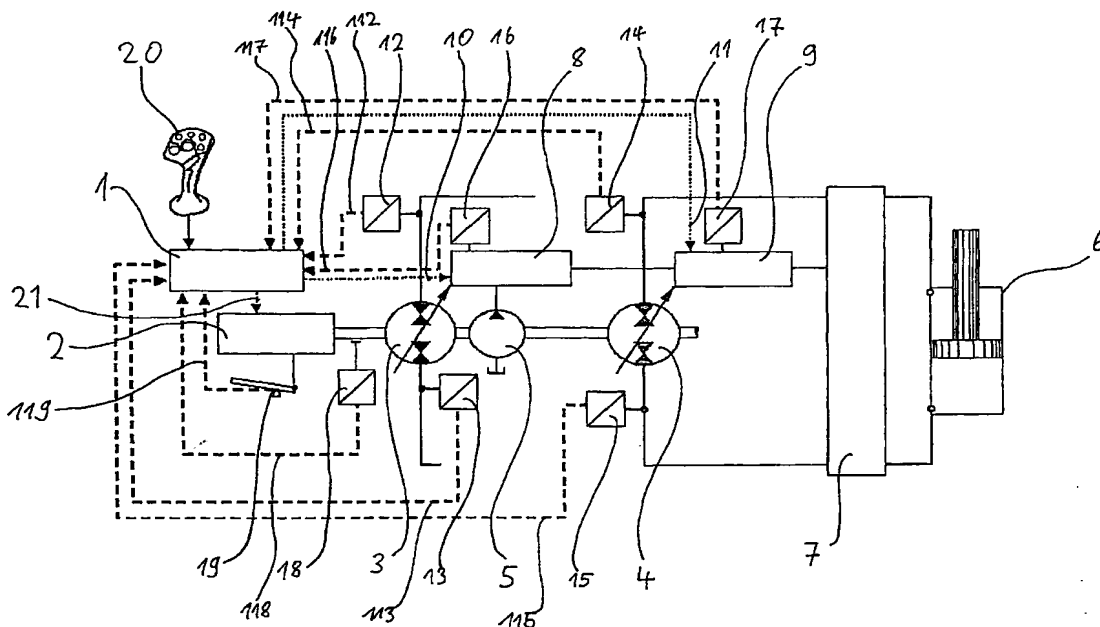
(74) **Anwalt: MÜLLER, Lutz;** c/o Case Harvesting Systems  
GmbH, Berghausstrasse 1, 01844 Neustadt (DE).

(81) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für  
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,  
AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,  
CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES,  
FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE,  
KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD,  
MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG,  
PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM,  
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM,  
ZW.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: METHOD FOR CONTROLLING A HYDRAULIC SYSTEM OF A MOBILE WORKING MACHINE

(54) Bezeichnung: VERFAHREN ZUR STEUERUNG EINES HYDRAULIKSYSTEMS EINER MOBILEN ARBEITSMASCHINE



(57) Abstract: Disclosed is a method for controlling a hydraulic system, particularly a mobile working machine, comprising at least one internal combustion engine (2) that drives at least one hydraulic pump displacing an adjustable volume (3,4,23,24) and other optional hydraulic fixed-displacement pumps (5,25,26).

(57) Zusammenfassung: Es wird ein Verfahren zur Steuerung eines Hydrauliksystems, insbesondere einer mobilen Arbeitsmaschine, mit mindestens einer Brennkraftmaschine (2) beschrieben, die wenigstens eine Hydraulikpumpe mit verstellbarem Förder volumen (3,4,23,24) sowie ggf. weitere hydraulische Konstantpumpen (5,25,26) antreibt.



(84) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht

— vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eintreffen

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

## **Verfahren zur Steuerung eines Hydrauliksystems einer mobilen Arbeitsmaschine**

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Steuerung eines Hydrauliksystems, insbesondere einer mobilen Arbeitsmaschine, mit mindestens einer Brennkraftmaschine, die wenigstens eine Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen sowie ggf. weitere hydraulische Konstantpumpen antreibt.

In der EP 0 497 293 A1 wird ein Verfahren zur Grenzlastregelung eines hydrostatischen Antriebes sowie ein hydrostatischer Antrieb für Arbeitsmaschinen beschrieben. Dort wird über Messeinrichtungen die Gaspedal-Stellung sowie die Ist-Drehzahl der in der Arbeitsmaschine vorhandenen Brennkraftmaschine erfasst und diese Messwerte werden einer elektronischen Regeleinrichtung zugeführt. Über die Differenz von der aus den Messwerten bestimmten Ist- und Soll-Leistungswerten wird eine Regelabweichung ermittelt und damit ein Steuerventil so angesteuert, dass die Hydropumpe eine hydraulische Leistung kleiner oder gleich der verfügbaren Leistung der Brennkraftmaschine aufnimmt. Die sich aufgrund des Systemdruckes ändernde Schwenkwinkelstellung der Hydropumpe wird selbst nicht kompensiert, sondern lediglich die sich hierdurch ergebende Drehzahländerung der Brennkraftmaschine als Eingangsgröße für die Regelung berücksichtigt.

Dieses Regelverfahren weist eine Reihe von Nachteilen auf. So kann immer nur eine bereits erfolgte lastbedingte Reduktion der Drehzahl der Brennkraftmaschine von der Regelung berücksichtigt werden. Außerdem wird durch das beschriebene Verfahren lediglich die Pumpe für den hydraulischen Antrieb der Arbeitsmaschine berücksichtigt. Weitere hydraulische Verbraucher werden bei

der Berechnung der Leistungsdaten nicht betrachtet. Komplizierte Lastverteilungen und deren Veränderungen während des Betriebes, wie sie in komplexen hydraulischen Systemen mit mehreren Pumpen und Antrieben vorkommen, lassen sich mit dem beschriebenen Verfahren nicht zufriedenstellend beherrschen. Die weiteren im Stand der Technik bekannten Grenzlastregelungen weisen ähnliche Unzulänglichkeiten auf. Die aus der DE 36 11 533 C1 bekannte Anordnung zum Betrieb eines dieselhydraulischen Antriebes benutzt einen Mikroprozessorregler, um die abnehmbare hydraulische Leistung bei thermischer und/oder mechanischer Überlastung des Dieselmotors zu reduzieren. Zum Erkennen der mechanischen Überlastung ist aber wiederum eine bereits erfolgte Senkung der Dieseldrehzahl nötig. Außerdem werden bei Vorhandensein mehrerer verstellbarer Pumpen deren Fördervolumina immer gleichförmig reduziert, so dass eine flexible Anpassung an unterschiedliche Betriebszustände der Arbeitsmaschine nicht möglich ist.

Ein weiterer Nachteil der in heutigen Arbeitsmaschinen vorhandenen Regeleinrichtungen ist die Notwendigkeit eines sogenannten Inch- Pedals. Dieses kann separat oder mit dem Bremspedal gekoppelt sein und dient dazu, die Drehzahl der Brennkraftmaschine unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit zu steigern. Dadurch kann auch bei Langsamfahrt oder Stillstand der Arbeitsmaschine die Dieseldrehzahl erhöht werden, um zusätzliche Leistung für die Pumpen weiterer Hydraulikfunktionen, beispielsweise der Hub- oder Arbeitshydrauliken, zur Verfügung zu stellen. Dies verkompliziert aber den Bedienvorgang der Maschine, da der Bediener zusätzlich zum Betätigen der Steuerelemente für die Arbeitsfunktionen manuell durch Betätigung des Inch- und Gas- Pedales für eine ausreichende Dieseldrehzahl zur Versorgung der jeweiligen Hydrauliken sorgen muss.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es deshalb, die oben beschriebenen Nachteile zu vermeiden und ein flexibles und einfaches Steuerverfahren für mobile Arbeitsmaschinen mit mehreren hydraulisch betriebenen Funktionen zu verwirklichen, dessen Bedienung im Vergleich zu den heute üblichen Systemen vereinfacht ist.

Die Erfindung erreicht dies durch das im Anspruch 1 beschriebene Verfahren zur Steuerung eines Hydrauliksystems, insbesondere einer mobilen Arbeitsmaschine, mit mindestens einer Brennkraftmaschine, die wenigstens eine Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen sowie ggf. weitere hydraulische Konstantpumpen antreibt, wobei:

- von einer Messeinrichtung die Drehzahl der Brennkraftmaschine erfasst wird,
- von wenigstens einer Messeinrichtung die Druckdifferenz und das Fördervolumen der wenigstens einen Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen bestimmt wird,
- aus der gemessenen Drehzahl die zur Verfügung stehende Leistung der Brennkraftmaschine bestimmt wird,
- die Leistungsaufnahme je Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen aus der gemessenen Druckdifferenz und dem Fördervolumen sowie der Drehzahl bestimmt wird,
- damit von einer Steuereinrichtung das Fördervolumen der wenigstens einen Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen so gesteuert wird, dass die aufgenommene Gesamtleistung der wenigstens einen Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen kleiner oder gleich der zur Verfügung stehenden Leistung der Brennkraftmaschine ist bzw. bei Energierückgewinnung an der Hydraulikpumpe die abgegebene Leistung der Pumpe ggf. be-

grenzt wird.

Dadurch, dass neben der Dieselmotordrehzahl auch die Druckdifferenz und das Fördervolumen der verstellbaren Hydraulikpumpen gemessen wird, lässt sich die Leistungsbilanz des gesamten Systems sehr genau bestimmen. Es ist nicht mehr nötig, das Übermaß an abgenommener Leistung durch eine bereits erfolgte Senkung der Dieseldrehzahl zu detektieren. Vielmehr lässt sich die genaue Leistungsaufnahme jeder Pumpe durch die gemessene Druckdifferenz und das aktuelle Fördervolumen bestimmen und in der Regeleinrichtung mit der durch die gemessene Drehzahl bekannten zur Verfügung stehenden Leistung der Brennkraftmaschine vergleichen. So lassen sich bereits vor einer Senkung der Dieseldrehzahl die Fördervolumina der verstellbaren Pumpen derartig reduzieren, dass die aufgenommenen Gesamtleistungen der hydraulischen Pumpen immer kleiner oder gleich der abgegebenen Leistung der Brennkraftmaschine sind. Damit kann ein Abwürgen des Motors auch bei plötzlichem Lastanstieg wirksam verhindert werden. Es lässt sich eine optimale Drehzahl der Brennkraftmaschine für den jeweiligen Betriebszustand halten, was die Energieeffizienz der Gesamtmaschine verbessert.

Eine Weiterbildung des Verfahrens zeichnet sich dadurch aus, dass die aufgenommene Leistung jeder durch die Brennkraftmaschine angetriebenen Konstantpumpe durch Berechnung aus der Antriebsdrehzahl und ggf. dem gemessenen Systemdruck angenähert und zur aufgenommenen Gesamtleistung addiert wird.

Hierdurch wird es möglich, weitere von der Brennkraftmaschine angetriebene Konstantpumpen mit in die Berechnung der abgenommenen hydraulischen Leistung einzubeziehen. Derartige Konstantpumpen sind in üblichen mobilen Arbeitsmaschinen vielfach vorhanden, beispielsweise zum Betrieb des Nieder-

drucksystems oder für hydraulisch angetriebene Kühlventilatoren und dgl. Im Gegensatz zum heute üblichen Unberücksichtiglassen dieser Pumpen ist bereits eine Annäherung durch einen drehzahlabhängigen Wert und dessen Berücksichtigung bei der Regelung für das Gesamtsystemverhalten vorteilhaft. Eine noch genauere Abschätzung der aufgenommenen Leistung durch Berechnung aus dem aktuellen Systemdruck führt zu einer sehr präzisen Leistungsbilanz am Antriebsstrang. Dies führt zu einem sicheren Betrieb der Arbeitsmaschine in allen Betriebszuständen, da keine hydraulischen Verbraucher bei der Leistungsberechnung unberücksichtigt bleiben.

Vorteilhaft ist es, wenn die Leistungsberechnung der Brennkraftmaschine und/oder der Hydraulikpumpen mit verstellbarem Fördervolumen und/oder der hydraulischen Konstantpumpen mittels abgelegter Wirkzusammenhänge, insbesondere in Form von Kennlinien oder Kennlinienfeldern, erfolgt. Durch vorher abgelegte Wirkzusammenhänge läßt sich aus den gemessenen Daten, wie Verdrängungsvolumen, Druckdifferenz usw., präzise das von der entsprechenden Pumpe aufgenommene Antriebsmoment berechnen. Aus dem Zusammenhang zwischen Drehzahl und abgegebenem Moment der Brennkraftmaschine läßt sich so eine Momentenbilanz bzw. Leistungsbilanz des Antriebssystems erstellen. Änderungen dieser Wirkzusammenhänge, beispielsweise aufgrund von Alterungserscheinungen oder durch Austausch einzelner Komponenten, lassen sich einfach durch entsprechende Änderungen in der Steuersoftware berücksichtigen.

Sinnvoll ist es, dass beim Vorhandensein mehrerer Hydraulikpumpen mit verstellbarem Fördervolumen die Fördervolumina der einzelnen Hydraulikpumpen anhand abgelegter Steuerzusammenhänge, insbesondere zur Priorisierung einzelner Hydraulikpumpen, eingestellt werden. Hierdurch läßt sich das Verhalten

der Arbeitsmaschine an einen sehr breiten Anwendungsbereich anpassen. So kann einfach durch Anpassen der Steuerzusammenhänge eine Priorisierung der Arbeitshydraulik im Vergleich zum Antrieb erreicht werden, wodurch keine gleichmäßige Reduktion aller Pumpen mehr erfolgen muss, sondern die Arbeitsfunktion auf Kosten der Antriebsgeschwindigkeit bevorzugt werden kann. Dies verbessert das Gesamtverhalten und die Bedienbarkeit des Systems und kann zur Erhöhung der Sicherheit dienen, da für sicherheitsrelevante Hydraulikkreise immer ein ausreichendes Maß an Leistung zur Verfügung gestellt werden kann.

Vorteilhaft kann es sein, dass von wenigstens einer Eingabevorrichtung, insbesondere einem Gaspedal und/oder einem Steuerhebel, eine Steuervorgabe eines Bedieners erfasst wird.

Darüber hinaus kann es vorteilhaft sein, dass beim Vorhandensein mehrerer Hydraulikpumpen mit verstellbarem Fördervolumen die Fördervolumina dieser einzelnen Hydraulikpumpen unter Berücksichtigung der Steuervorgaben des Bedieners nach einer Priorisierung verstellt werden.

Durch Berücksichtigung der Steuervorgaben des Bedieners, wie beispielsweise der Gaspedalstellung, lässt sich eine Lastverteilung erreichen, die den Wünschen des Bedieners entspricht. So kann bei einer starken Betätigung des Gaspedals die Leistung der Brennkraftmaschine bevorzugt auf den Fahrantrieb geleitet werden. Analog lässt sich bei großen Soll- Vorgaben für die Arbeitshydraulik deren Versorgungspumpe im Vergleich zu den anderen Antrieben stärker berücksichtigen und eine etwa nötige Reduktion der Leistungsaufnahme bei den anderen Pumpen vornehmen.

In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Steuereinrichtung zusätzlich zur Verstellung der durch die Hydraulikpumpen mit ver-



stellbarem Fördervolumen aufgenommenen Leistung die abgegebene Leistung bzw. die zur Verfügung stehende Leistung der Brennkraftmaschine durch Beeinflussung der Drehzahl steuert.

Hierdurch läßt sich der Betrieb der Arbeitsmaschine in weiten Bereichen steuern und es kann auf ein Inch- Pedal verzichtet werden. Sofern die von der Brennkraftmaschine zur Verfügung gestellte Leistung nicht für die berechnete abgenommene Leistung ausreicht, kann die Leistung der Brennkraftmaschine automatisch bis zu ihrem Maximalwert erhöht werden, bevor die Leistungsaufnahme der einzelnen Verbraucher reduziert werden muss. Dies entspricht genau der Funktion des Inch- Pedals, bei der der Bediener diese Leistungserhöhung der Brennkraftmaschine manuell vornimmt, wenn er eine höhere Leistung für einen Verbraucher benötigt. Hierdurch lassen sich die Anforderungen an den Bediener reduzieren und die Produktivität der Maschine steigern.

Eine weitere Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens zeichnet sich dadurch aus, dass in Betriebszuständen, in denen eine Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen als Antrieb wirkt (Energierückgewinnung potentieller Last- und Bremsenergie), die an die Brennkraftmaschine abgegebene Leistung in die Gesamtleistungsberechnung mit einbezogen wird.

Beispielsweise beim Absenken von Lasten oder einer Bergabfahrt der Maschine geben die jeweiligen verdrängergesteuerten hydraulischen Antriebe über ihre Pumpen Leistung an den Antriebsstrang ab, was normalerweise zu einer Erhöhung der Drehzahl der Brennkraftmaschine führt und vom Bediener beispielsweise durch Gaswegnahme kompensiert werden muss. Derartige Systemzustände können von der vorgestellten Steuerungseinrichtung erfasst werden und bei der Regelung des Gesamtsystems Berücksichtigung finden. Diese abgegebene Leistung kann dann entweder direkt über mechanischem Weg ei-

nem anderen hydraulischen Verbraucher zur Verfügung gestellt werden oder zu einer Reduktion der abgegebenen Leistung der Brennkraftmaschine führen, was die Energieeffizienz des Gesamtsystems verbessert. In bestimmten Fällen kann den hydraulischen Verbrauchern so mehr Leistung zur Verfügung stehen, als durch die in der Arbeitsmaschine installierte Brennkraftmaschine bereitgestellt wird.

Vorteilhaft kann es sein, dass zur Steuerung der einzelnen Hydraulikpumpen mit verstellbarem Fördervolumen weitere gemessene Systemzustände, insbesondere Fahrzeuggeschwindigkeit, Arbeitshydraulikposition und Hydraulikfluidtemperatur, berücksichtigt werden.

Durch die Berücksichtigung solcher zusätzlicher Systemzustände läßt sich die Regelung genau auf den aktuellen Betriebsfall der Arbeitsmaschine abstimmen. So kann die Leistungsaufteilung zwischen den einzelnen Pumpen abhängig von diesen Zuständen variiert werden. Beispielsweise läßt sich bei Schnellfahrt eine entsprechende Priorisierung des Antriebes erreichen oder beim Ausführen von Arbeitsbewegungen ein Bevorzugen der Arbeitshydraulik vor dem Antrieb erreichen. Zusätzliche hydraulische Verbraucher, wie Kühlgebläse und dgl., können ebenfalls abhängig von der Gesamtleistungsbilanz und von den aktuellen Temperaturwerten von der Regelung berücksichtigt werden.

Eine besondere Ausgestaltung des Verfahrens zeichnet sich dadurch aus, dass im Fall, dass ein hydrodynamischer Wandler als Fahrtrieb vorgesehen ist, dessen Leistungsaufnahme, insbesondere aus einer abgelegten Drehzahl-Drehmoment- Charakteristik, von der Steuereinrichtung berechnet und bei der Gesamtleistungsberechnung berücksichtigt wird.

Wenn die Arbeitsmaschine statt von einem hydraulischen Motor mit verstellbarer Pumpe (hydrostatischer Fahrtrieb) von einem hydrodynamischen Wand-

ler angetrieben wird, wird dieser ebenfalls von der Steuereinrichtung berücksichtigt. Die Berechnung der aufgenommenen Leistung des Wandlers erfolgt dabei wiederum über ein Kennlinienfeld, das das Verhalten des Wandlers abbildet. Damit kann diese Leistungsabnahme bei der Berechnung der Gesamtleistung berücksichtigt werden und die Regelung die entsprechenden Steuereingänge des Wandlerantriebes mit den nötigen Signalen zur Erreichung der gewünschten Fahrgeschwindigkeit beaufschlagen.

Die Erfindung betrifft weiterhin eine elektronische Steuereinrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der vorangegangenen Ansprüche. Eine solche Steuerungseinrichtung kann auf unterschiedliche Art und Weise ausgebildet sein, um das oben beschriebene Verfahren auszuführen. Dabei sind derartige Systeme üblicherweise aus einzelnen Komponenten, wie Prozessor-karten, Speicherkarten und dgl. aufgebaut, die die einzelnen Reglerfunktionen übernehmen. Die Systemdaten, die einzelnen Kennlinienfelder und Leistungsscharakteristika der einzelnen Komponenten lassen sich durch Parametrierung der Komponenten ändern und ggf. auch austauschen, was zu einer Kostenreduktion und verbesserten Leitungsfähigkeit des Gesamtsystems führt.

Die Erfindung ist nachstehend anhand der Zeichnung beispielhaft näher erläutert. Diese zeigen:

Fig. 1: eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Hydrauliksystems

Fig. 2: eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Hydrauliksystems mit weiteren hydraulischen Komponenten.

Die mit 1 bezeichnete elektronische Steuereinrichtung nach der Erfindung dient zur Steuerung eines Hydrauliksystems einer mobilen Arbeitsmaschine.

Dieses Hydrauliksystem weist eine Brennkraftmaschine 2 auf, die in einer ersten Ausbaustufe zwei Pumpen mit verstellbarem Verdrängungsvolumen 3 und 4 sowie eine Konstantpumpe 5 antreibt. Die verstellbare Pumpe 3 dient zum Antrieb eines hier nicht näher dargestellten hydraulischen Fahrantriebes mit Rotationsmotor. Die verstellbare Pumpe 4 treibt eine verdrängergesteuerte Arbeitshydraulik mit einem Differentialzylinder 6 als Linearmotor an. Eine nicht näher dargestellte Ventilanordnung 7 sorgt für den notwendigen Differenzvolumenstromausgleich sowie die weiteren nötigen Hydraulikfunktionen wie Überlastabsicherung usw. Die Konstantpumpe 5 bildet mit einer nicht näher dargestellten Speicherladeschaltung das Niederdrucksystem der Arbeitsmaschine und versorgt unter anderem die hydraulisch betätigten Fördervolumenverstellungen 8 und 9 der beiden verstellbaren Pumpen 3 und 4 mit Niederdruck.

Ist die verstellbare Pumpe 3 in Axialkolben- Schrägscheibenbauweise ausgebildet, dient die Verstellung 8 dazu, die Schrägscheibe der Pumpe zu verstellen und damit das Fördervolumen stufenlos in beide Förderrichtungen bis auf einen Maximalwert zu verstellen und so das Verhalten des an der Pumpe angeschlossenen hydraulischen Rotationsmotors zu regulieren. Dazu wird das durch die Steuerleitung 10 vorgegebene elektrische Sollsignal von einem elektrohydraulischen Ventil in die korrespondierende Stellung der Schrägscheibe umgesetzt. Analog ist die Verstellung 9 für die zweite hydraulische Pumpe 4 aufgebaut, bei der das Signal der Steuerleitung 11 in eine entsprechende Stellung der Schrägscheibe der Pumpe 4 umgesetzt wird. Alternative Pumpenbauformen, beispielsweise in Radial- Kolben- Ausführungen o.ä., werden durch analoge elektrohydraulisch betätigte Verstellungen angesteuert.

Die verstellbare Pumpe 3 weist an ihren beiden Anschlüssen jeweils einen

Drucksensor mit Messsignalumformer 12 bzw. 13 auf, die den Druck in diesem Pumpenanschluss messen und das Signal an die Steuerung 1 weiterleiten. Die Signalübertragung erfolgt dabei abhängig von dem Systemaufbau in Form eines analogen oder digitalen Spannungssignales, entweder über eine eigene Signalleitung 112 bzw. 113 oder über einen Systembus, an den eine Vielzahl von Komponenten der Steuerung angeschlossen ist.

Die zweite verstellbare Pumpe 4 besitzt ebenfalls Drucksensoren 14 und 15 an ihren beiden Anschlüssen mit den Signalleitungen 114 und 115. Die beiden Verstellungen 8 und 9 für die verstellbaren Pumpen 3 und 4 weisen jeweils einen Messsensor mit Signalumformer 16 bzw. 17 auf, die die aktuelle Position der jeweiligen Pumpvolumenverstellung messen und über die Leitungen 116 bzw. 117 an die Steuerung weiterleiten. Aus diesem Signal läßt sich das aktuelle Verdrängervolumen der jeweiligen verstellbaren Pumpe ableiten.

Die Brennkraftmaschine 2 ist mit einem Drehzahlsensor 18 ausgestattet, der über die Signalleitung 118 die aktuelle Maschinendrehzahl an die Steuerung übermittelt.

Das Gaspedal 19, das die Brennstoffzufuhr zur Brennkraftmaschine regelt, ist ebenfalls mit einem Sensor ausgestattet, so dass die aktuelle Position des Gaspedales über die Leitung 119 an die Steuerung übermittelt wird. Ein Joystick 20 dient zur Eingabe einer Mehrzahl weiterer Steuersignale vom Bediener an die Steuerung, aus dem unter anderem die Sollposition der Arbeitshydraulik bestimmt wird.

In der Steuerung 1 wird kontinuierlich eine Leistungsbilanz des gesamten Antriebsstranges ermittelt. Dazu wird aus den zur Verfügung stehenden Sensordaten die Leistungsaufnahme jeder einzelnen Pumpe berechnet und mit der abgegebenen Leistung der Brennkraftmaschine 2 verglichen. Sofern hierbei ein

Missverhältnis besteht, werden anschließend entsprechende Steuersignale für die verstellbaren Pumpen 3 und 4 bzw. die Brennkraftmaschine 2 erzeugt und dadurch deren Leistungsaufnahme bzw. Leistungsabgabe angepasst. Durch zyklisches Wiederholen der einzelnen Mess-, Berechnungs- und Steueraktionen wird ein quasi kontinuierliches Verhalten des Gesamtsystems erreicht. Zur Berechnung der zur Verfügung stehenden Leistung der Brennkraftmaschine 2 wird die vom Sensor 18 gemessene und über die Signalleitung 118 an die Steuerung 1 weitergeleitete Drehzahl anhand einer in der Steuerung 1 abgelegten Drehzahl- Leistungskurve der Brennkraftmaschine die abgegebene Leistung berechnet.

Für die aufgenommene Leistung der Verstellpumpe 3 wird aus dem vom Sensor 16 gemessenen und über die Signalleitung 116 an die Steuerung weitergeleiteten Positionssignal der Volumenverstellung das aktuelle Verdrängervolumen der Pumpe 3 berechnet. In Verbindung mit der durch den Sensor 18 gemessenen und über die Leitungen 118 an die Steuerung weitergeleiteten Drehzahl des Motors, die hier der Pumpendrehzahl entspricht, wird der aktuelle Volumenstrom durch die Pumpe ermittelt. Die beiden Sensoren 12 und 13 übermitteln über die Signalleitungen 112 und 113 den aktuellen Druck auf beiden Seiten der Pumpe an die Steuerung. Daraus läßt sich die von der Pumpe erzeugte Druckdifferenz berechnen. Aus dem Volumenstrom und der Druckdifferenz sowie der in der Steuerung 1 abgelegten Kennlinie der Pumpe wird die aktuelle aufgenommene mechanische Leistung der Pumpe berechnet. Für den Fall, dass die Pumpe des Antriebs, beispielsweise bei Bergabfahrt, Leistung an die Antriebswelle abgibt, wird dies hier ebenfalls berücksichtigt, da eine umgekehrte Druckdifferenz bei gleichbleibender Drehzahl einen solchen Zustand (Motorbetrieb der Pumpe) anzeigt.

Analog wird die Leistung für die weitere Verstellpumpe 4 berechnet. Das von der Verstellung 9 erzeugte und vom Sensor 17 über die Leitung 117 an die Steuerung 1 weitergeleitete Ist- Signal des Verdrängervolumens dient in Verbindung mit der gemessenen Drehzahl zur Bestimmung des aktuellen Volumenstromes, aus dem in Verbindung mit dem durch die Sensoren 14 und 15 gemessenen und über die Signalleitungen 114 und 115 weitergeleiteten Differenzdruck die aktuelle Leistungsaufnahme der verstellbaren Pumpe 4 berechnet wird. Dazu wird wieder eine in der Steuerung vorhandene Kennlinie benutzt, die das Verhalten der Pumpe in unterschiedlichen Betriebszuständen abbildet. Bei höheren Ansprüchen an die Genauigkeit werden hier kompliziertere Kennlinienfelder verwandt, die abweichende Verhaltensweisen der Pumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen, Drücken oder Verdrängervolumina mit abbilden. Unterschiedliche Pumpen, die je nach Anforderungen an die Arbeitsmaschine verwandt werden oder ein Wechsel der Pumpen aufgrund von Wartungsarbeiten oder dgl. können dabei durch einfache Änderungen der in der Steuerung abgelegten Kennlinie bzw. Kennlinienfelder berücksichtigt werden.

Die Leistungsaufnahme der Konstantpumpe 5 wird durch ihre Kennlinie und die vom Sensor 18 gemessene Systemdrehzahl angenähert. Bei höheren Ansprüchen an die Genauigkeit wird ein weiterer Drucksensor zur Messung des von der Pumpe 5 geförderten Niederdrucks eingesetzt.

Durch Summation der einzelnen Leistungsaufnahmen der Pumpen 3, 4 und 5 kann die aufgenommene Gesamtleistung mit der abgegebenen Leistung der Brennkraftmaschine 2 verglichen werden. Die Betriebszustände, in denen eine oder mehrere der Pumpen Leistung an den Antriebsstrang abgibt, werden hier automatisch berücksichtigt.

Die Steuerung 1 berechnet nun abhängig von dem Betriebszustand der Ma-

schine sowie aus den von den Bedienelementen 20 und dem Gaspedal 19 übermittelten Bedienervorgaben Sollgrößen bzw. Grenzwerte für die beiden verstellbaren Pumpen 3 und 4 derartig, dass die aufgenommene Gesamtleistung der beiden Pumpen kleiner oder gleich der abgegebenen Leistung der Brennkraftmaschine ist. Diese Vorgaben werden über die Steuerleitungen 10 bzw. 11 an die Fördervolumenverstellung 8 bzw. 9 der verstellbaren Pumpen 3 bzw. 4 übermittelt. Zusätzlich bietet die Brennkraftmaschine 2 die Möglichkeit, über einen elektronischen Steuereingriff 21 ihre Drehzahl zu steuern. Wird bei der Berechnung des Leistungsgleichgewichts festgestellt, dass mehr Leistung von den Pumpen abgenommen werden soll als die Brennkraftmaschine aktuell zur Verfügung stellt, wird über den Steuereingriff 21 die Drehzahl und damit ihre Leistung bis hin zu ihrer Maximalleistung erhöht.

Die Aufteilung der abgenommenen Leistung zwischen den beiden verstellbaren Pumpen 3 und 4 erfolgt aufgrund von in der Steuerung 1 vorhandenen Regelprogrammen. Dabei sind verschiedene Regelungsstrategien, abhängig vom Fahrzeugzustand, möglich.

Bei einem ersten Regelungsprogramm wird die Motorleistung solange erhöht, bis das Maximum der Leistungsabgabe der installierten Brennkraftmaschine erreicht ist. Steigt dann die Leistungsaufnahme (oder Leistungsabgabe) einer der installierten Pumpen weiter, was auch ohne Benutzereingriff, beispielsweise bei Bergfahrt oder zunehmender Belastung der Arbeitshydraulik geschehen kann, werden die Verdrängungsvolumina der beiden Pumpen 3 und 4 gleichmäßig reduziert, indem die Steuerung 1 über die Steuerleitungen 10 bzw. 11 an die Fördervolumenverstellung 8 bzw. 9 die Kommandos zur Reduktion des Fördervolumens übermittelt. Fordert der Bediener über das Gaspedal 19 oder den Joystick 20 ein Mehr an Leistung für eine der Pumpen 3 oder 4 an, erfolgt



solange keine Erhöhung des entsprechenden Fördervolumens, bis ein Leistungsüberschuss an der jeweils anderen Pumpe zur Verfügung steht. Dies kann entweder durch ein entsprechendes Kommando des Bedieners erfolgen, indem er beispielsweise durch Gaswegnahme die Fahrzeuggeschwindigkeit reduzieren möchte und dadurch mehr Leistung für die Arbeitshydraulik zur Verfügung stellt oder durch eine Änderung des Fahrzeugzustandes ohne Bedienereingriff, wie beispielsweise durch eine beginnende Talfahrt oder die Entlastung der Arbeitshydraulik.

Es gibt beispielsweise auch eine Programmvariation zum besonders Kraftstoff sparenden Betrieb der Maschine, bei der die Leistung der Brennkraftmaschine nicht vor dem Zurückschwenken der Pumpen bis auf ihr Maximum erhöht wird, sondern möglichst über weite Bereiche im Bereich maximaler Kraftstoffeffizienz verbleibt.

Das Hydrauliksystem einer Arbeitsmaschine mit größerem Funktionsumfang ist in Fig. 2 näher dargestellt. Wieder ist eine Brennkraftmaschine 2 vorhanden, die über ein Getriebe 22 vier Pumpen mit verstellbarem Fördervolumen 3, 4, 23, 24 sowie eine Konstantpumpe 5 antreibt. Außerdem werden noch zwei weitere Konstantpumpen 25 und 26 direkt von der Brennkraftmaschine 2 am Nebenabtrieb angetrieben.

Die verstellbare Pumpe 3 befindet sich im geschlossenen Kreislauf mit dem hydraulischen Rotationsmotor 27, der über ein Getriebe 28 mit dem Antriebsstrang 29 des Fahrzeuges verbunden ist. Diese Einheit bildet den hydrostatischen Fahrtrieb der Maschine.

Die verstellbare Hydraulikpumpe 4 ist wie oben mit einer nicht näher dargestellten Ventilanordnung 7 im geschlossenen Kreislauf mit dem Differentialzylinder 6 verbunden, der die Kippfunktionen der Arbeitsmaschine betreibt.

Die verstellbare Pumpe 23, die zusammen mit der verstellbaren Pumpe 4 angetrieben wird, dient zum Betrieb einer hydraulischen Lenkung 30, die hier nicht näher dargestellt ist. Dabei können sowohl herkömmliche hydraulische Lenksysteme Verwendung finden als auch Lenksysteme im geschlossenen Hydraulikkreislauf, bei dem die Lenkantriebe direkt vom Pumpvolumenstrom bewegt werden.

Die verstellbare Pumpe 24 ist mittels der hier nicht näher dargestellten Ventilanordnung 31 im geschlossenen Kreislauf mit den beiden Differentialzylindern 32 verbunden, die dem Antrieb der Hubfunktion des Arbeitsgerätes der Maschine dienen. Die Ventilanordnung 31 weist genau wie die Ventilanordnung 7 die notwendigen Überlastsicherungen und sonstigen Ventile auf, die für derartige Hydrauliksysteme nötig sind. Außerdem leistet sie den Differenzvolumenstromausgleich, der bei der Verwendung von Differentialzylindern notwendig ist, indem das von der Bewegungsrichtung der Hydraulikzylinder 32 abhängige Differenzvolumen der Hydraulikflüssigkeit in das Niederdrucksystem ausgeglichen wird. Dieses besteht aus der Konstantpumpe 5, die zusammen mit der verstellbaren Pumpe 24 von der Brennkraftmaschine 2 angetrieben wird sowie dem Niederdruckbegrenzungsventil 33, das mit dem Druckbehälter 34 und dem Hydraulikreservoir 35 dafür sorgt, dass ein konstanter Druck im Niederdrucksystem vorhanden ist.

Die direkt vom Motor angetriebene Konstantpumpe 25 dient zum Betrieb einer hydraulisch betriebenen Kühlung 36. Die Konstantpumpe 26 dient zum Betrieb der hydraulischen Bremse 37.

Die Brennkraftmaschine 2 wird vom Gaspedal 19 gesteuert. Sie weist einen Drehzahlsensor 18 auf, der über eine nicht näher dargestellte Datenleitung die Motordrehzahl an die elektronische Steuereinrichtung 1 übermittelt. Über die

Datenleitung 119 wird außerdem die Gaspedalstellung an die elektronische Steuereinrichtung 1 weitergeleitet. Über den Joystick 20 kann der Bediener die restlichen Verhaltensweisen der Maschine steuern. Jede der verstellbaren Hydraulikpumpen 3, 4, 23 und 24 weist analog zu oben eine Verdrängungsvolumensteuerung 8, 9, 38 und 39 auf. Diese nehmen über elektronische Signalleitungen 10, 11, 40, 41 die Soll- Vorgaben für das jeweilige Fördervolumen von der Steuerung 1 entgegen und steuern abhängig davon den Volumenstrom der jeweiligen Pumpe auf den vorgegebenen Wert. Dies geschieht im vorliegenden Fall mit Pumpen in Axialkolben- Schrägscheiben- Bauweise durch die elektrohydraulische Verstellung der Schrägscheibe, die so für einen entsprechenden Volumenstrom sorgt.

Jede der Verstelleinrichtung 8, 9, 38, 39 weist einen Sensor 16, 17, 42, 43 auf, der über hier nicht näher dargestellte Signalleitungen die aktuelle Größe des Fördervolumens an die Steuerung 1 übermittelt.

Jeder der geschlossenen Hydraulikkreisläufe mit einer verstellbaren Pumpe 3, 4, 23, 24 ist mit jeweils zwei Drucksensoren 12, 13, 14, 15, 44, 45, 46, 47 ausgestattet, die den Hydraulikdruck vor und hinter der verstellbaren Pumpe über ebenfalls nicht dargestellte Signalleitungen an die Steuereinrichtung 1 übermittelt.

Das Steuerverfahren für diese Arbeitsmaschine verläuft prinzipiell analog zu dem oben beschriebenen. In der Steuerung werden zyklisch die Messwerte der einzelnen Sensoren eingelesen. Anhand der vom Sensor 18 übermittelten Motordrehzahl der Brennkraftmaschine 2 wird in Verbindung mit der abgelegten Motorkennlinie die aktuell abgegebene Leistung der Brennkraftmaschine 2 berechnet. Zur Berechnung der aufgenommenen Leistung des Gesamtsystems wird die Leistung jeder einzelnen Hydraulikpumpe berechnet und diese Lei-

stungsdaten werden aufsummiert.

Für die Konstantpumpen 5, 25 und 26 wird die Leistungsaufnahme abhängig von der durch den Sensor 18 bekannten Motordrehzahl und den bekannten Kennlinien der Pumpen berechnet.

Für die Pumpen mit verstellbarem Fördervolumen 3, 4, 23, 24 wird aus den gemessenen Fördervolumina und den gemessenen Differenzdrücken im jeweiligen Kreislauf sowie mit der bekannten Drehzahl und der abgelegten Kennlinie der Pumpe die aktuelle Leistungsaufnahme berechnet. Durch Aufsummation all dieser Werte ist die aufgenommene mechanische Leistung bekannt und mit der zur Verfügung stehenden Leistung der Brennkraftmaschine 2 verglichen worden.

Die grundlegenden Steuerverfahren sind analog zu den oben beschriebenen. Abhängig vom eingestellten Steuerprogramm wird die Steuereinrichtung 1 bei zunehmenden Leistungsanforderungen der Pumpen die Drehzahl der Brennkraftmaschine 2 über den Motorsteuereingang 21 solange steigern, bis diese ihren Maximalwert erreicht hat. Da üblicherweise die gesamte installierte Hydraulikleistung der Maschine die zur Verfügung stehende Leistung der Brennkraftmaschine 2 übersteigt, kommt es zu Fällen, bei denen durch Benutzervorgabe oder Lastzustände an den Hydraulikzylindern 6, 32 oder dem Antrieb 27 mehr Leistung angefordert wird, als die Maschine zur Verfügung stellen kann. Zur Vermeidung der hier sonst erfolgenden Drehzahldrückung werden einzelne der hydraulischen Verstellpumpen 3, 4, 23, 24 von der Steuereinrichtung 1 zurückgefahren, indem kleinere Soll- Vorgaben bzw. Grenzwerte für die Fördervolumina über die Datenleitungen 10, 11, 40, 41 an die Pumpenverstellungen 8, 9, 38, 39 übermittelt werden.

Die Steuereinrichtung 1 sorgt dafür, dass die Pumpe 23, die die hydraulische

Lenkung 30 antreibt, priorisiert wird und damit zunächst die Leistungsaufnahmen der verbleibenden Pumpen reduziert werden. Im Normalfall wird dabei so vorgegangen, dass zuerst die Pumpe 3, die den hydraulischen Fahrtrieb der Maschine bedient, zurückgenommen wird, um mehr Leistung für die Arbeitshydraulikzylinder 6 und 32 zur Verfügung zu haben.

Auch hier wird die Leistung, die in speziellen Fällen wie der Bergabfahrt oder beim Lastabsenken über das Getriebe 22 an die Brennkraftmaschine 2 abgegeben wird, von der Steuereinrichtung 1 berücksichtigt.

Natürlich beschränkt sich die Erfindung nicht auf das vorstehende Ausführungsbeispiel, sondern ist in vielfältiger Weise abänderbar, ohne den Grundgedanken zu verlassen. Beispielsweise kann statt dem beschriebenen hydrostatischen Fahrtrieb ein Fahrtrieb mit Drehmomentwandler verwandt werden, dessen Drehzahl- Drehmoment- Charakteristik dann in der Steuerung abgelegt wird, um dessen aufgenommene Leistung zu berechnen.

**Patentansprüche:**

1. Verfahren zur Steuerung eines Hydrauliksystems, insbesondere einer mobilen Arbeitsmaschine, mit mindestens einer Brennkraftmaschine (2), die wenigstens eine Hydraulikpumpe (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen sowie ggf. weitere hydraulische Konstantpumpen (5,25,26) antreibt, wobei:
  - ♦ von einer Messeinrichtung (18) die Drehzahl der Brennkraftmaschine (2) erfasst wird,
  - ♦ von wenigstens einer Messeinrichtung die Druckdifferenz (12,13,14,15,44,45,46,47) und das Fördervolumen (16,17,42,43) der wenigstens einen Hydraulikpumpe (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen bestimmt wird,
  - ♦ aus der gemessenen Drehzahl die zur Verfügung stehende Leistung der Brennkraftmaschine (2) bestimmt wird,
  - ♦ die Leistungsaufnahme je Hydraulikpumpe (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen aus der gemessenen Druckdifferenz und dem Fördervolumen sowie der Drehzahl bestimmt wird,
  - ♦ damit von einer Steuereinrichtung (1) das Fördervolumen der wenigstens einen Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen (3,4,23,24) so gesteuert wird, dass die aufgenommene Gesamtleistung der wenigstens einen Hydraulikpumpe (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen kleiner oder gleich der zur Verfügung stehenden Leistung der Brennkraftmaschine (2) ist bzw. bei Energierückgewinnung an der Hydraulikpumpe die abgegebene Leistung der Pumpe ggf. begrenzt wird.

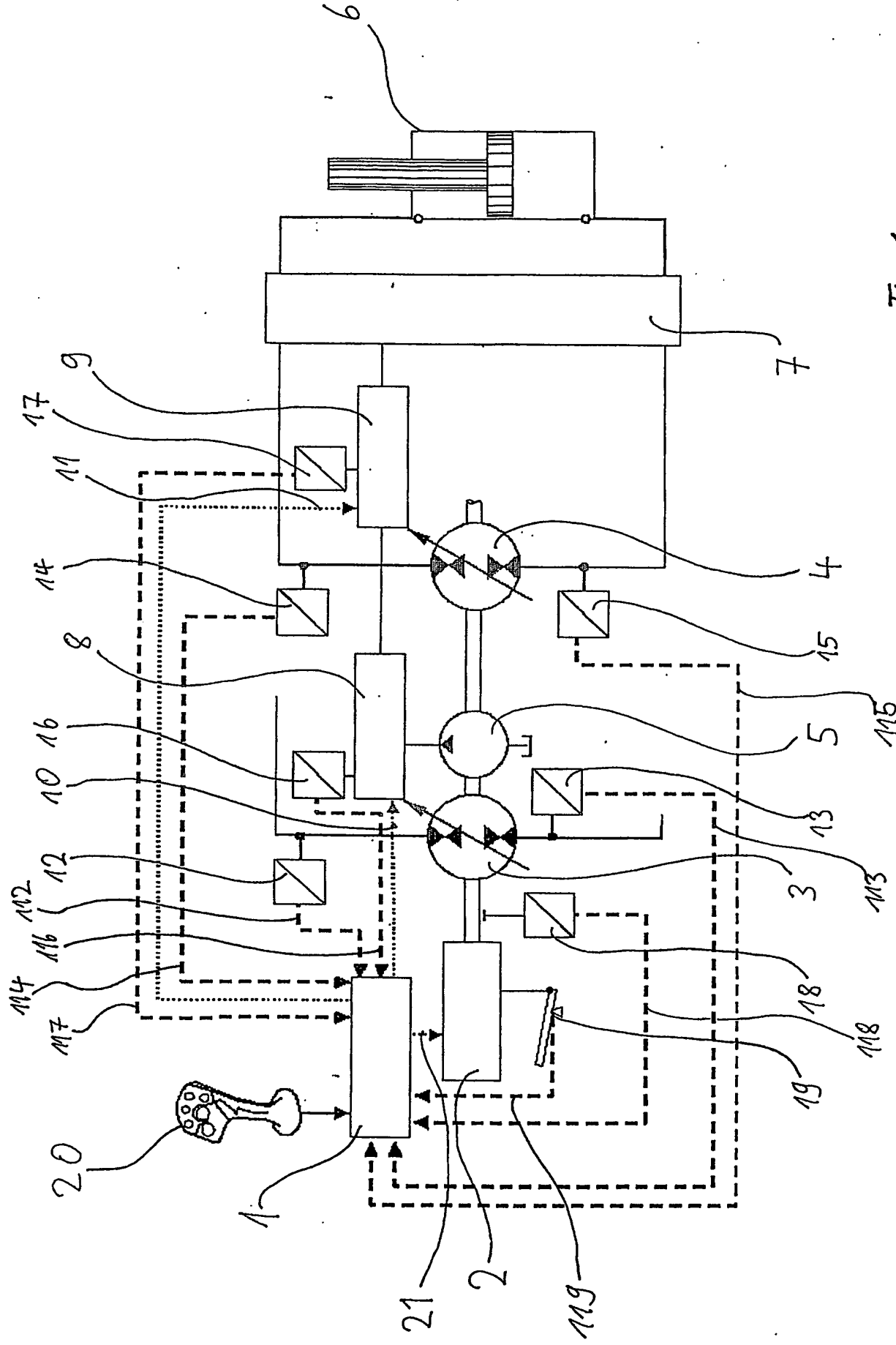
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die aufgenommene Leistung jeder durch die Brennkraftmaschine (2) angetriebenen Konstantpumpe (5,25,26) durch Berechnung aus der Antriebsdrehzahl und ggf. dem gemessenen Systemdruck angenähert und zur aufgenommenen Gesamtleistung addiert wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Leistungsberechnung der Brennkraftmaschine (2) und/ oder der Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen und/oder der hydraulischen Konstantpumpen (5,25,26) mittels abgelegter Wirkzusammenhänge, insbesondere in Form von Kennlinien oder Kennlinienfeldern, erfolgt.
4. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass beim Vorhandensein mehrerer Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen die Fördervolumina der einzelnen Hydraulikpumpen anhand abgelegter Steuerzusammenhänge, insbesondere zur Priorisierung einzelner Hydraulikpumpen, eingestellt bzw. begrenzt werden.
5. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass von wenigstens einer Eingabevorrichtung (19,20), insbesondere einem Gaspedal (19) und/oder einem Steuerhebel (20), eine Steuervorgabe eines Bedieners erfasst wird.

6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass beim Vorhandensein mehrerer Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen die Fördervolumina dieser einzelnen Hydraulikpumpen (3,4,23,24) unter Berücksichtigung der Steuervorgaben des Bedieners verstellt werden.
7. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuereinrichtung zusätzlich zur Verstellung der durch die Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen aufgenommenen Leistung die zur Verfügung stehende Leistung der Brennkraftmaschine (2) durch Beeinflussung der Drehzahl steuert.
8. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass in Betriebszuständen, in denen eine Hydraulikpumpe (3,4, 23,24) mit verstellbarem Fördervolumen als Antrieb wirkt (Energierückgewinnung), die an die Brennkraftmaschine (2) abgegebene Leistung in die Gesamtleistungsberechnung miteinbezogen wird.
9. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur Steuerung der einzelnen Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen weitere gemessene Systemzustände, insbesondere Fahrzeuggeschwindigkeit, Arbeitshydraulikposition und Hydraulikfluidtemperatur, berücksichtigt werden.



10. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein hydrodynamischer Wandler als Fahrtrieb vorgesehen ist, dessen Leistungsaufnahme, insbesondere aus einer abgelegten Drehzahl- Drehmoment- Charakteristik, von der Steuereinrichtung (1) berechnet und bei der Gesamtleistungsberechnung berücksichtigt wird.
11. Elektronische Steuereinrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der vorangehenden Ansprüche.

Fig. 1



- 2/2 -

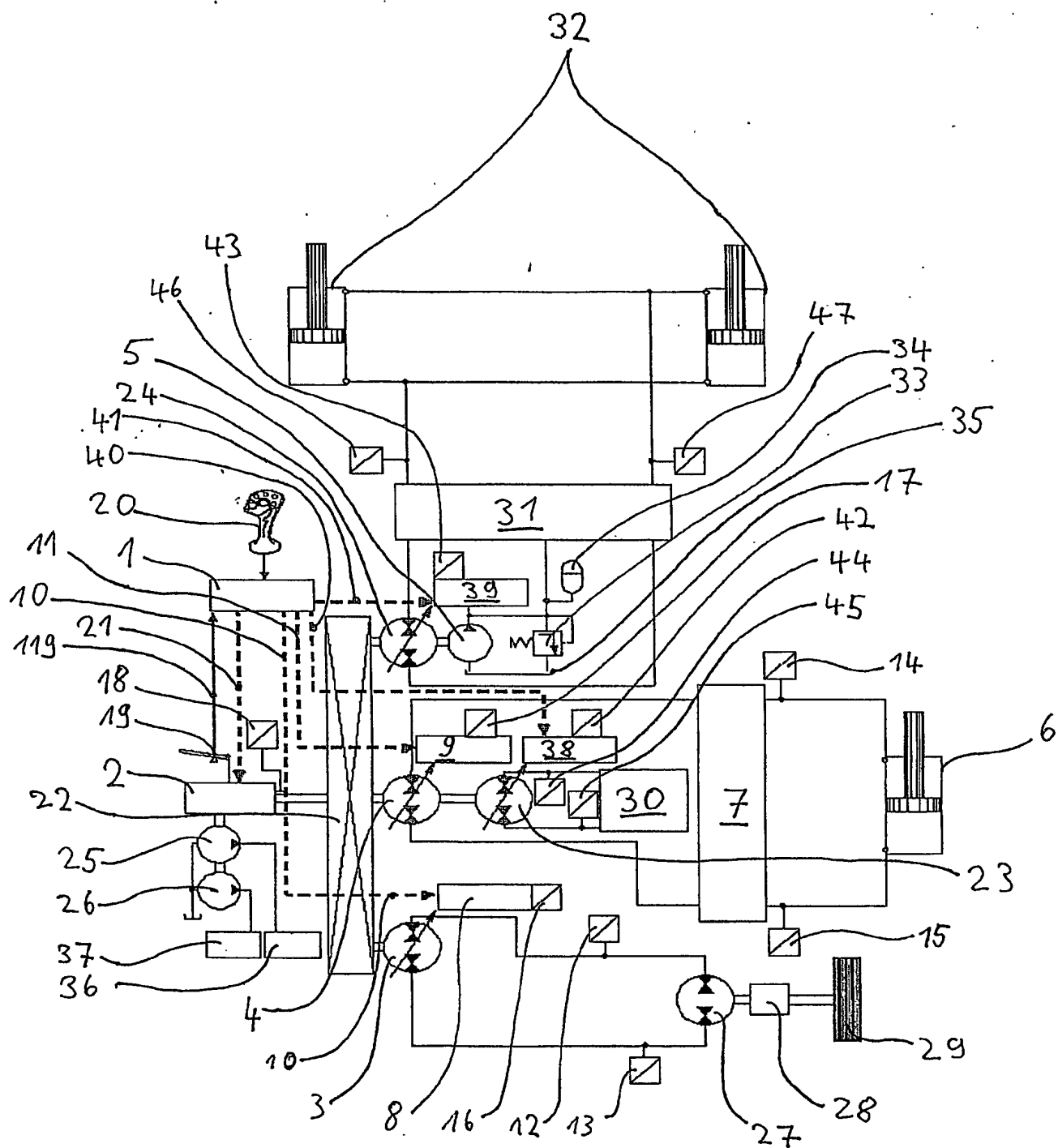


Fig. 2

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/EP 2004/000180

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
IPC 7 F04B49/06

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
IPC 7 F04B E02F F15B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 0 277 253 B (KOMATSU MFG CO LTD) 8 July 1992 (1992-07-08) page 3, line 35 -page 3, line 51 page 2; claim 1	1, 3-7, 9, 11
Y	----	2, 8, 10
Y	DE 198 25 759 A (SAUER INC) 4 February 1999 (1999-02-04) column 3, line 7 -column 3, line 8	2
Y	DE 101 28 584 A (LINDE AG) 19 December 2002 (2002-12-19) claim 1	8
Y	DE 199 53 170 A (BRUENINGHAUS HYDROMATIK GMBH) 17 May 2001 (2001-05-17) column 3, line 45 -column 3, line 46	10
	----- -/--	

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

### \* Special categories of cited documents:

- \*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- \*E\* earlier document but published on or after the international filing date
- \*L\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- \*O\* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- \*P\* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- \*T\* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- \*X\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- \*Y\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- \*G\* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

11 June 2004

Date of mailing of the international search report

23/06/2004

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Kyriakides, L

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/E2004/000180

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	GB 1 102 902 A (ANGEWANDTE HYDRAULIK UND FEINM) 14 February 1968 (1968-02-14) abstract; claim 1 ----	1,11
A	EP 0 497 293 A (ORENSTEIN & KOPPEL AG) 5 August 1992 (1992-08-05) cited in the application abstract -----	1,11

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/JP2004/000180

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 0277253	B	10-08-1988	JP 63050686 A	03-03-1988
			JP 2816674 B2	27-10-1998
			JP 63100281 A	02-05-1988
			JP 2511913 B2	03-07-1996
			JP 63140875 A	13-06-1988
			JP 2724820 B2	09-03-1998
			JP 63154874 A	28-06-1988
			DE 3750677 D1	24-11-1994
			DE 3750677 T2	23-02-1995
			DE 3780292 D1	13-08-1992
			DE 3780292 T2	07-01-1993
			EP 0277253 A1	10-08-1988
			EP 0457365 A2	21-11-1991
			WO 8801349 A1	25-02-1988
			US 4904161 A	27-02-1990
DE 19825759	A	04-02-1999	US 5875630 A	02-03-1999
			DE 19825759 A1	04-02-1999
			FR 2764348 A1	11-12-1998
			GB 2333562 A ,B	28-07-1999
			JP 11229874 A	24-08-1999
DE 10128584	A	19-12-2002	DE 10128584 A1	19-12-2002
DE 19953170	A	17-05-2001	DE 19953170 A1	17-05-2001
GB 1102902	A	14-02-1968	NONE	
EP 0497293	A	05-08-1992	DE 4102621 A1	06-08-1992
			EP 0497293 A1	05-08-1992

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/ISA/2004/000180

## A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 7 F04B49/06

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F04B E02F F15B

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 0 277 253 B (KOMATSU MFG CO LTD) 8. Juli 1992 (1992-07-08) Seite 3, Zeile 35 -Seite 3, Zeile 51 Seite 2; Anspruch 1	1,3-7,9, 11
Y	----	2,8,10
Y	DE 198 25 759 A (SAUER INC) 4. Februar 1999 (1999-02-04) Spalte 3, Zeile 7 -Spalte 3, Zeile 8	2
Y	DE 101 28 584 A (LINDE AG) 19. Dezember 2002 (2002-12-19) Anspruch 1	8
Y	DE 199 53 170 A (BRUENINGHAUS HYDROMATIK GMBH) 17. Mai 2001 (2001-05-17) Spalte 3, Zeile 45 -Spalte 3, Zeile 46 ----- -/--	10



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

\*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

\*E\* Älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

\*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

\*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

\*P\* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

\*Z\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

11. Juni 2004

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

23/06/2004

Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Kyriakides, L

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/ISA/2004/000180

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	GB 1 102 902 A (ANGEWANDTE HYDRAULIK UND FEINM) 14. Februar 1968 (1968-02-14) Zusammenfassung; Anspruch 1 ---	1,11
A	EP 0 497 293 A (ORENSTEIN & KOPPEL AG) 5. August 1992 (1992-08-05) in der Anmeldung erwähnt Zusammenfassung -----	1,11



# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/JP2004/000180

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 0277253	B	10-08-1988	JP 63050686 A	03-03-1988
			JP 2816674 B2	27-10-1998
			JP 63100281 A	02-05-1988
			JP 2511913 B2	03-07-1996
			JP 63140875 A	13-06-1988
			JP 2724820 B2	09-03-1998
			JP 63154874 A	28-06-1988
			DE 3750677 D1	24-11-1994
			DE 3750677 T2	23-02-1995
			DE 3780292 D1	13-08-1992
			DE 3780292 T2	07-01-1993
			EP 0277253 A1	10-08-1988
			EP 0457365 A2	21-11-1991
			WO 8801349 A1	25-02-1988
			US 4904161 A	27-02-1990
DE 19825759	A	04-02-1999	US 5875630 A	02-03-1999
			DE 19825759 A1	04-02-1999
			FR 2764348 A1	11-12-1998
			GB 2333562 A , B	28-07-1999
			JP 11229874 A	24-08-1999
DE 10128584	A	19-12-2002	DE 10128584 A1	19-12-2002
DE 19953170	A	17-05-2001	DE 19953170 A1	17-05-2001
GB 1102902	A	14-02-1968	KEINE	
EP 0497293	A	05-08-1992	DE 4102621 A1	06-08-1992
			EP 0497293 A1	05-08-1992